

Є. І. КАЛІНІН, С. Ю. КОСТЮК, О. Ю. РЕБРОВ, С. М. ШЕВЧЕНКО

ОБҐРУНТУВАННЯ ЧИСЛА ПЕРЕДАЧ В ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА ЗА КОЕФІЦІЄНТОМ ПРИСТОСОВАНОСТІ ДВИГУНА

У статті представлено аналітичну залежність для визначення коефіцієнта допустимого завантаження двигуна, яка враховує динамічні характеристики тракторного агрегату та величину тягового зусилля. Запропонований підхід дає змогу визначити максимальний крутний момент двигуна, що забезпечує умови стійкої та ефективної роботи агрегату в умовах змінного навантаження. Результати обчислень дають підстави для раціонального розподілу передавальних чисел у трансмісії трактора, особливо в тих випадках, коли двигун має підвищений коефіцієнт пристосованості.

Показано, що зі зростанням швидкості руху коефіцієнт допустимого завантаження знижується, що вимагає додаткового уточнення трансмісійної структури. Запропонований вираз може бути ефективно використаний у практиці конструювання або модернізації трансмісій тракторів різних типів, сприяючи підвищенню їх адаптивності до експлуатаційних умов.

Ключові слова: трактор, трансмісія, потужність, завантаження, момент.

E. KALININ, S. KOSTIUK, O. REBROV, S. SHEVCHENKO

JUSTIFICATION OF THE NUMBER OF GEARS IN THE TRACTOR TRANSMISSION BY THE ENGINE ADHESION COEFFICIENT

The article presents an analytical dependence for determining the coefficient of permissible engine load, which takes into account the dynamic characteristics of the tractor unit and the value of traction. The proposed approach makes it possible to determine the maximum engine torque, which ensures the conditions for stable and efficient operation of the unit under variable load conditions. The results of the calculations provide grounds for a rational distribution of gear ratios in the tractor transmission, especially in cases where the engine has an increased coefficient of adaptability.

It is shown that with increasing speed, the permissible load factor decreases, which requires additional refinement of the transmission structure. The proposed expression can be effectively used in the practice of designing or modernizing tractor transmissions of various types, contributing to an increase in their adaptability to operating conditions.

Key words: tractor, transmission, power, load, torque.

Вступ.

Відомо, що передавальні числа трансмісії розподіляють по щаблях за одним із законів геометричної або арифметичної прогресії, гармонійним або раціональним рядами. Передавальне число найнижчого ступеня в коробці передач, а також момент перемикавання з вищого ступеня на найнижчий обирають для тракторів за розрахункового режиму роботи двигуна, який характеризується номінальним моментом двигуна M_n і номінальною частотою обертання колінчастого валу n_d . У цьому разі коефіцієнт пристосованості двигуна за моментом становить 1,15, а економічно виправданий коефіцієнт використання потужності в разі перевантаження або недовантаження двигуна $\eta_e \approx 0,9$.

Однак під час використання на тракторах двигунів із підвищеним коефіцієнтом пристосованості (окремий випадок - двигун постійної потужності - ДПП) виникає низка запитань, зокрема: яким має бути допустиме завантаження двигуна за моментом під час перемикавання передач з вищої на нижчу? Це пов'язано з тим, що робота ДПП передбачається переважно на коректорній ділянці характеристики, оскільки значні величини коефіцієнта пристосованості двигуна за моментом (1,4 і більше) дають змогу завантажувати його на 100% за потужністю за значних коливань тягового опору. Отже, номінальний момент двигуна в розглянутому випадку не може бути обраний як розрахунковий. Водночас амплітуди коливань навантаження залежать від опору на гаку та швидкості агрегату і є визначальними для робочих режимів тракторного двигуна в експлуатації.

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

В останні роки значна увага в теорії та практиці тракторобудування приділяється питанню оптимізації трансмісій з урахуванням динамічних властивостей двигуна та навантажень, що виникають за різних умов експлуатації. Актуальність таких досліджень зросла в умовах інтенсифікації сільськогосподарського виробництва, де трактори працюють з різними агрегатами, часто з коливальним характером тягового опору.

Окрему нішу в цій темі займають наукові праці, присвячені визначенню допустимого коефіцієнта навантаження двигуна як узагальненого критерію ефективної роботи двигуна з урахуванням змінного навантаження. Роботи Клименка О.І., Юрченка І.Г., Мішурова Д.П. та інші автори показали, що використання фіксованих передавальних чисел без урахування адаптивних характеристик двигуна призводить до зниження паливної ефективності та погіршення маневреності трактора.

Особливий інтерес представляють публікації, що досліджують динаміку руху трактора в моделях з коливальним тяговим опором, включаючи статистичний аналіз сили, що передається через ґрунт. Так, у роботах Вороніна П.І. та Савченко В.В. запропоновано корекцію передавальних чисел на основі аналізу змінного навантаження, що дозволяє створити більш гнучку структуру трансмісії для експлуатації в складних польових умовах.

Існуючі дослідження також підкреслюють, що збільшення коефіцієнта адаптивності двигуна вимагає нового підходу до формування передавального числа. Впровадження змінної адаптації між міцністю на розрив та двигуном вимагає розробки методології для визначення граничного навантаження двигуна - так званого допустимого коефіцієнта навантаження, який досі недостатньо формалізований у більшості технічних стандартів.

Мета та постановка задачі дослідження.

Мета цієї роботи - розробка методики визначення коефіцієнта допустимого завантаження двигуна з підвищеним коефіцієнтом пристосовності на прикладі ДПП за коливального характеру зміни тягового зусилля з урахуванням динамічних властивостей трактора та статистичних характеристик тягового опору, знаходження залежності для обчислення коефіцієнта допустимого завантаження двигуна, придатної під час розбиття передавальних чисел у трансмісії трактора з двигуном, що має підвищений коефіцієнт пристосовності.

Основний матеріал та результати дослідження.

Для стійкої роботи трактора з ДПП за коливального характеру навантаження на кожній передачі, очевидно, необхідно мати резерв завантаження двигуна за крутним моментом. Цей резерв має забезпечити подолання як короткочасних зростань навантаження, так і амплітуд коливань періодичних складових тягового опору. Невдалий вибір величини резервованого крутного моменту веде до негативних наслідків. Малий резерв потребуватиме не виправдано частого на деяких режимах (наприклад, на горбистому рельєфі місцевості) перемикання передач, а отже, і частих зупинок агрегату, що призведе до зниження продуктивності або до суттєвого недовикористання потужності двигуна через перехід на нижчу передачу. Великий резерв крутного моменту потребуватиме великої кількості ступенів передач у межах одного і того ж діапазону тягових зусиль, тобто призведе до ускладнення трансмісії.

З рисунку 1 видно, що коефіцієнт крутизни характеристики двигуна $k_{жс}$ визначає характер протікання крутного моменту на коректорній ділянці характеристики. Діапазон зміни крутного моменту на коректорній ділянці задають коефіцієнтом пристосовності k_m . Таким чином, коефіцієнти $k_{жс}$ і k_m визначають закон зміни крутного моменту та його граничне значення на коректорній ділянці характеристики двигуна. Крім того, відображає перетворювальні властивості динамічної системи трактора.

Визначення коефіцієнта допустимого завантаження двигуна за моментом (у разі ДПП) проводять методом послідовних наближень.

Перший етап. На цьому етапі здійснюється попередній вибір завантаження двигуна та відповідні йому орієнтовні передавальні числа трансмісії, які уточнюються на другому етапі. Послідовність виконання операцій така.

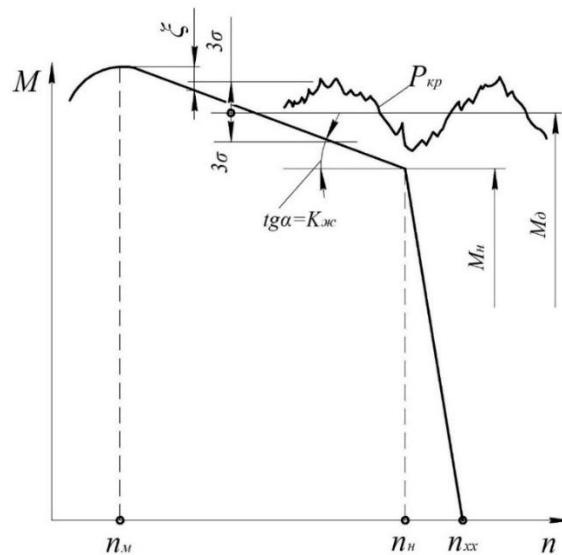


Рис. 1 – Коливання тягового опору знаряддя, накладені на швидкісну характеристику двигуна: M_0 - максимально допустиме навантаження двигуна

1 Визначають розрахункову величину моменту двигуна:

$$M_{\text{д}}^{\text{I}} = \frac{k_{\text{жс}} + 1}{2} M_{\text{н}}. \quad (1)$$

2. Використовуючи відомі методи, проводять попереднє розбиття передавальних чисел у трансмісії з умови, щоб перемикавання передач із вищої на нижчу здійснювалося при навантаженні двигуна за моментом $M_{\text{д}}^{\text{I}}$ що визначається з формули (1).

Величину мінімального навантаження двигуна за моментом слід задавати не нижче $0,95M_{\text{н}}$, щоб не було істотного зниження потужності двигуна за тягових зусиль, близьких до нижньої межі їхніх значень, що відповідають кожній передачі в коробці.

Розглянемо коливання моменту опору, що досягають двигуна. Вони сприймаються безпосередньо його газовими силами, і їхні значення відображаються на регуляторній характеристиці. Тут прийнято припущення про те, що робочий процес двигуна безперервний і здійснюється за цією характеристикою.

Крім того, аналіз амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) показав, що ординати АЧХ моменту, сприйманого газовими силами двигуна, будуть меншими, ніж ординати АЧХ моменту на валу муфти зчеплення для рівних значень $k_{\text{жс}}$. Отже, пружно-інерційне перетворення динамічної системи трактора здійснюється більш інтенсивно для моменту, що сприймається газовими силами двигуна, порівняно з моментом на валу муфти зчеплення. Цим зумовлено вплив $k_{\text{жс}}$ на пружно-інерційне перетворення амплітуд коливань, що проходять силовим ланцюгом трактора від зчіпного пристрою до колінчастого валу. Тому необхідно знайти амплітуди коливань або статистичні оцінки, що характеризують коливальний характер моменту двигуна з метою уточнення чисельної величини M_0 .

Очевидно, що в тих випадках, коли у зв'язку з коливаннями моменту опору момент газових сил двигуна досягне максимального значення і почне знижуватися з одночасним падінням кутової швидкості, двигун заглухне. Тому як робочу під час коливань моменту опору може використовуватися не вся коректорна гілка двигуна, а тільки та її частина, що розташована між номінальним і максимальним моментами.

Для визначення коефіцієнта допустимого навантаження двигуна $k_{\text{жс}}$ скористаємося середньоквадратичним відхиленням коливань моменту його газових сил (крутного моменту двигуна), знайденим за відомими середньоквадратичними відхиленнями тягового опору з використанням методики [4]. Обчислення середньоквадратичного відхилення моменту двигуна проводять із використанням передавальних функцій динамічної системи трактора,

вхідним впливом яких слугує тяговий опір, а вихідним - момент на колінчастому валу. Тоді середнє значення моменту газових сил двигуна має бути меншим від максимального. Для подолання амплітуд коливань періодичних складових середнє значення моменту двигуна менше максимального на $3\sigma_m$, оскільки за гаусівського закону розподілу ймовірностей відхилень тягового опору від математичного очікування інтеграл ймовірностей для відхилень на $\pm 3\sigma_m$ близький до одиниці. Картину тимчасових зростань навантаження представимо рельєфом поля з кутами підйому від 3 до 6°. Тоді на їх подолання потрібен деякий момент двигуна, чисельне значення якого дорівнює величині додаткового зниження середнього моменту двигуна від максимального.

Другий етап. З урахуванням викладеного вище для обчислення коефіцієнта допустимого завантаження двигуна пропонується формула:

$$k_d = k_m - \zeta - 3 \frac{\sigma_{r_{\text{вк}}} 1/i_{\text{мр}}^I \sqrt{\sum_1^n |W_{\text{мр}}(j\omega)| \omega p_i(\omega) \Delta\omega}}{M_d^I} \quad (2)$$

де $\zeta = 0,05 - 0,1$ - запас моменту, що резервується для подолання короткочасних зростань навантаження без перемикавання передач; σ_r - середньоквадратичне відхилення динамічних складових тягового опору; $r_{\text{вк}}$ - радіус ведучого колеса; $|W_{\text{мр}}(j\omega)|$ - модуль АЧХ трактора; $\sigma_r(\omega)$ - спектральна щільність тягового опору; $M_d, i_{\text{мр}}^I$ - момент двигуна і передавальне число трансмісії, знайдені на першому етапі; $\Delta\omega$ - крок дискретності розбиття графіка спектральної щільності тягового опору.

Середньоквадратичне відхилення, як правило, є довідковою величиною для сільськогосподарських знарядь, при цьому вказується трактор, з яким вони агрегуються. Очевидно, що розрахунок слід вести для знарядь, які мають найбільші амплітуди коливань тягового опору і є основними для даного трактора. Спектральну щільність можна отримати під час випробувань аналогічного машинно-тракторного агрегату. Модуль АЧХ трактора обчислюється за формулою, наведеною нижче.

Визначення допустимого завантаження двигуна не є кінцевою метою. Значення обчисленого коефіцієнта має використовуватися в існуючих методиках для вибору передавальних чисел трансмісії. При цьому замість номінального моменту потрібно використовувати максимально допустимий момент двигуна $M_d = k_d M_n$. Якщо потрібне більш точне обчислення, другий етап повторюють, але використовують при цьому обчислені величини M_d і $i_{\text{мр}}^I$, а не M_d^I і $i_{\text{мр}}^I$.

Розглянемо гусеничний сільськогосподарський трактор загального призначення ХТЗ-150-03 класу 3 з двигуном СМД-60 постійної потужності (88 кВт). Коефіцієнт пристосованості $k_m = 1,45$; $M_n = 425$ Н·м при $n_n = 30$ с⁻¹; максимальний кут підйому 6°, тобто. $\zeta = 0,1$; $r_{\text{вк}} = 0,354$ м; $k_{\text{жс}} = 3,14$; $\Delta\omega = 0,15$ Гц.

Модуль передавальної функції знаходиться з виразу:

$$|W(j\omega)| = \sqrt{P^2(\omega) + N^2(\omega)}, j = \sqrt{-1}, \quad (3)$$

де:

$$P(\omega) = \left[\zeta^2 k_{\text{жс}}^2 (1 - T_2^2 \omega^2) - \xi \zeta k_{\text{жс}} \omega^2 (\xi \zeta k_{\text{жс}} + T_1^2 T_2^2 \omega^2) \right] / \theta;$$

$$N(\omega) = \left[\xi k_{\text{жс}} \omega^3 (T_1^2 T_2^2 - T_1^2 \zeta^2 - T_2^2 \zeta - T_2^2 \xi \zeta k_{\text{жс}}) - \xi k_{\text{жс}} \omega (T_1^2 + T_2^2) \right] / \theta;$$

$$\theta = \left[T_1^2 T_2^2 \omega^3 - (T_1^2 + T_2^2 + \xi \zeta k_{ж}) \omega \right]^2 + \left[\xi k - (T_1^2 + T_2^2 + T_2^2 \xi k) \omega^2 \right]^2;$$

$$\zeta = \psi / C.$$

(ψ - коефіцієнт демпфірування; C - жорсткість силового ланцюга трактора). Спектральну густину визначено для реалізацій тягового опору, отриманих під час тензометрування трактора ХТЗ-150-03 (рисунок 2).

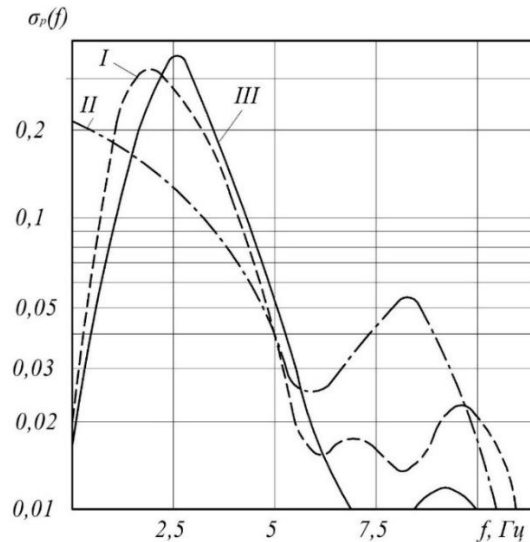


Рис. 2 – Нормована спектральна густина тягового опору $P_{кр}$ трактора ХТЗ-150-03 на оранці: I- III передачі; ширина смуги частот спектрального вікна: — 2,2 Гц, - - - 4,8 Гц; - · - 2,2 Гц

Розрахунок показав, що трактор із ДПП за максимального тягового зусилля має $k_d=1,26$; за максимальної швидкості $k_g=1,13$. У підсумку трансмісія трактора може бути обладнана чотирма передачами замість шести.

Висновок. Запропонована залежність для визначення коефіцієнта допустимого завантаження двигуна дозволяє знайти його максимальний момент, що створює умови стійкої роботи тракторного агрегату при відомих зусиллях тягового і параметрах динамічної системи трактора. Обчислені значення максимального моменту двигуна забезпечують раціональну розбивку передавальних чисел у трансмісії трактора з підвищеним коефіцієнтом пристосовуваності двигуна. Коефіцієнт допустимого завантаження зі зростанням швидкості зменшується. Наведене вираз можна використовуватиме уточнення розбивки передавальних чисел трансмісії будь-яких тракторних агрегатів.

Список літератури:

1. Клименко О.І., Юрченко І.Г. Дослідження адаптивності трансмісій тракторів до змінних режимів навантаження. // Інженерія сільськогосподарської техніки. – 2019. – №4. – С. 25–30.
2. Мішуров Д.П. Передаточні числа коробки передач: вибір на основі адаптивних властивостей двигуна. // Вісник ХНТУСГ. – 2020. – Вип. 212. – С. 67–72.
3. Савченко В.В. Дослідження енергетичних параметрів трансмісії трактора при змінних умовах експлуатації. // Технічні науки та технології. – 2022. – №1. – С. 31–36.
4. Воронін П.І. Аналіз паливної ефективності залежно від передавальних чисел у трансмісії. // Сучасні технології у сільському господарстві. – 2024. – №2. – С. 11–16.
5. Лебедев А.Т., Кобзар О.О. Раціональна схема двохпотокової безступеневої трансмісії трактора. // Матеріали МНПК «Молодь і технічний прогрес в АПК». – 2019. – С. 40–43.
6. Лебедев А., Лебедев С., Коробко А., Шевченко І. Формування тяговошвидкісних властивостей трактора загального призначення. // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – 2023. – №1. – С. 55–60.

7. Петров С.М. Аналіз коефіцієнтів пристосування дизельних двигунів тракторів до роботи з трансмісією. // Техніка АПК. – 2021. – №3. – С. 39–44.
8. Колесник І.С. Програмне моделювання трансмісійних режимів сільськогосподарської техніки. // АгроСвіт. – 2023. – №12. – С. 19–23.
9. Кашканов А.А., Коряк О.О. Забезпечення енергоефективності трансмісій автомобілів і тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ. // Вісник машинобудування та транспорту. – 2020. – №1. – С. 45–50.
10. Ребров О.Ю., Кальченко Б.І., Шевцов В.М. Аналіз основних параметрів сучасних сільськогосподарських тракторів провідних світових виробників. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2020. – №1. – С. 12–20.
11. Кожушко А.П., Даниленко В.Д., Селевич С.Г. Аналіз розвитку трансмісійних установок сучасних колісних тракторів. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2022. – №2. – С. 118–131.

References (transliterated):

1. Klymenko O.I., Yurchenko I.H. Doslidzhennia adaptivnosti transmisii traktoriv do zminnykh rezhymiv navantazhennia. // Inzheneriia silskohospodarskoi tekhniky. - 2019. - №4. - S. 25-30.
2. Mishurov D.P. Peredatochni chysla korobky peredach: vybir na osnovi adaptivnykh vlastyvostei dvyhuna. // Visnyk KhNTUSG. – 2020. – Vyp. 212. – S. 67–72.
3. Savchenko V.V. Doslidzhennia enerhetichnykh parametriv transmisii traktora pry zminnykh umovakh ekspluatatsii. // Tekhnichni nauky ta tekhnolohii. – 2022. – №1. – S. 31–36.
4. Voronin P.I. Analiz palyvnoi efektyvnosti zalezno vid peredavalykh chysel u transmisii. // Suchasni tekhnolohii u silskomu hospodarstvi. – 2024. – №2. – S. 11–16.
5. Lebedev A.T., Kobzar O.O. Ratsionalna skhema dvokhpotokovoi bezstupenevoi transmisii traktora. // Materialy MNPК «Molod i tekhnichniy prohes v APK». – 2019. – S. 40–43.
6. Lebedev A., Lebedev S., Korobko A., Shevchenko I. Formuvannia tiahovoshvydkisnykh vlastyvostei traktora zahalnoho pryznachennia. // Tekhniko-tekhnolohichni aspekty rozvytku ta vyprobuвання novoi tekhniky i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. – 2023. – №1. – S. 55–60.
7. Petrov S.M. Analiz koefitsientiv prystosuvannia dyzelnykh dvyhuniv traktoriv do roboty z transmisiiu. // Tekhnika APK. – 2021. – №3. – S. 39–44.
8. Kolesnyk I.S. Prohramne modeliuvannia transmisijnykh rezhymiv silskohospodarskoi tekhniky. // AhroSvit. – 2023. – №12. – S. 19–23.
9. Kashkanov A.A., Koriak O.O. Zabezpechennia enerhoefektyvnosti transmisii avtomobiliv i traktoriv pry modernizatsii zi zminoiu chysla tsylindriv DVZ. // Visnyk mashynobuduvannia ta transportu. – 2020. – №1. – S. 45–50.
10. Rebrov O.Yu., Kalchenko B.I., Shevtsov V.M. Analiz osnovnykh parametriv suchasnykh silskohospodarskykh traktoriv providnykh svitovykh vyrobnykiv. // Visnyk NTU «KhPI». Serii: Avtomobile- ta traktorobuduvannia. – 2020. – №1. – S. 12–20.
11. Kozhushko A.P., Danylenko V.D., Selevych S.H. Analiz rozvytku transmisijnykh ustanovok suchasnykh kolisnykh traktoriv. // Visnyk NTU «KhPI». Serii: Avtomobile- ta traktorobuduvannia. – 2022. – №2. – S. 118–131.

Надійшла (received): 18.05.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Калінін Євген Іванович (Evgeny Kalinin) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Костюк Станіслав Юрійович (Stanislav Kostyuk) – Національний університет біоресурсів і природокористування України, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-1984-5103>; e-mail: stanislavkostuk@nubip.edu.ua

Ребров Олексій Юрійович (Oleksii Rebrov) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: oleksii.rebrov@khpi.edu.ua

Шевченко Світлана Михайлівна (Svitlana Shevchenko) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри матеріалознавства, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9379-3393>; e-mail: Svitlana.Shevchenko@khpi.edu.ua